

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
РАБОЧАЯ ПРОГРАММА, МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ЗАОЧНОГО ОБУЧЕНИЯ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

УТВЕРЖДЕНО
редакционно-издательским
советом университета,
протокол № 2,
от 17.06.05 г.

Харьков НТУ «ХПИ» 2005

Теория механизмов и машин. Рабочая программа, методические указания и контрольные задания для студентов заочного обучения машиностроительных специальностей / Сост. Н. А. Ткачук, В. П. Изюмский и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – 44 с.

Составители: Н. А. Ткачук
В. П. Изюмский
Г. А. Кротенко
З. С. Сафонова
А. В. Крахмалев

Рецензент доц. А. А. Зарубина

Кафедра теории механизмов, машин и роботов

СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	4
1. Рабочая программа и методические указания к темам.....	4
1.1 Строение механизмов.....	5
1.2 Кинематический анализ плоских рычажных механизмов с двухзвенными (двухповодковыми) группами Ассура	6
1.3 Кинематический анализ зубчатых механизмов.....	7
1.4 Динамический анализ механизмов и машин».....	8
1.5 Синтез механизмов.....	12
2. Лабораторные работы.....	15
3. Выполнение контрольной работы	16
3.1. Общие указания.....	16
3.2. Методические указания к решению задач контрольной работы.....	17
4. Курсовой проект	19
Список литературы.....	21
Приложение А. Варианты заданий.....	23
Приложение Б. Пример выполнения контрольной работы.....	29

ВСТУПЛЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) – наука об общих методах исследования механики механизмов и машин. Важнейшие задачи курса ТММ – анализ и синтез механизмов и машин. Анализ механизмов и машин включает исследование их структуры, кинематики и динамики. При синтезе решаются задачи построения механизмов и машин по заданным кинематическим и динамическим свойствам.

Учебная работа студента-заочника включает изучение теоретического материала по учебникам и учебным пособиям, выполнение контрольной работы и лабораторных работ, курсового проекта, сдачу экзамена и зачета.

К экзамену по курсу ТММ допускаются студенты, выполнившие и сдавшие лабораторные работы и представившие зачетную контрольную работу. Дифференцированный зачет проставляется по результатам защиты курсового проекта и сдачи лабораторных работ, выполненных после экзамена.

1. Рабочая программа и методические указания к темам

Ведущая роль машиностроения в осуществлении научно-технического прогресса. Теория механизмов и машин как научная основа создания новых машин и механизмов. Понятия механизма и машины. Содержание дисциплины ТММ и ее значение для инженерного образования, связь с другими областями знаний. История развития науки о механизмах и машинах.

Основные этапы проектирования машин. Учет различных критериев при создании новых машин (производительность, экономичность, надежность и др.). Многовариантность решения и применение ЭВМ при оптимизированном проектировании машин и механизмов.

Приступая к изучению курса ТММ, следует в общих чертах представить его содержание, связь с другими дисциплинами, формирующими специалиста, применение для синтеза новых машин и механизмов. Необходимо знать, какой смысл вкладывается в термины «механизм, машина».

Студенту следует проникнуться пониманием особой роли науки в условиях научно-технической революции, когда она превращается в производительную силу общества. [1, с. 11–20; 2, с. 14–17].

1.1. Строение механизмов

Следует обратить внимание на следующее: звено механизма, кинематические пары и кинематические соединения. Классификации кинематических пар. Кинематическая цепь. Основные виды механизмов, их особенности. Число степеней подвижности. Обобщенные координаты механизма. Начальные (входные) звенья. Локальные и структурные избыточные связи. Механизмы с оптимальной структурой.

Общие связи кинематической цепи. Структурная формула для кинематических цепей, имеющих три общие связи, – формула П. Л. Чебышева. Строение плоских рычажных механизмов. Структурные группы Ассур и их классификация. Структурная и кинематическая схемы механизма.

Образование рычажных механизмов методом наслоения структурных групп Ассур.

Класс кинематической пары механизма устанавливается из рассмотрения относительного движения звеньев, образующих кинематическую пару. Важно понимать различие между числом степеней подвижности (числом независимых движений) и числом наблюдаемых движений звеньев механизма.

Необходимо знать, с какой целью вводятся в рассмотрение группы Ассура. [1, с. 21–63; 2, с. 18–59].

Контрольные вопросы

1. Кинематические пары. Классификация кинематических пар.
2. Кинематическая цепь. Число степеней подвижности кинематической цепи. Структурная формула П. Л. Чебышева.
3. Структура плоских рычажных механизмов. Группы Ассура и их классификация.

1.2. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов с двухзвенными (двухповодковыми) группами Ассура

Постановка задачи. Последовательность ее решения. Методы кинематического анализа. Графоаналитический метод. Определение положения звеньев. Система векторных уравнений для определения скоростей и ускорений групп Ассура. Построение планов скоростей и ускорений. Теорема о подобии фигур плана скоростей (ускорений) и схемы звена. Представление результатов кинематического анализа в виде кинематических диаграмм. Аналитический метод кинематического анализа на примере кривошипно-ползунного механизма. Аналогии скоростей и ускорений.

На примерах простых четырехзвенных и более сложных шестизвенных механизмов следует изучить решение задачи кинематического анализа графоаналитическим методом. При построении планов положений механизма (кинематических схем) обратить внимание на определение крайних положений исполнительного звена на прямом и обратном ходах. Планы скоростей и ускорений необходимо строить по предварительно записанным векторным уравнениям для каждой группы Ассура. Планы являются их графическим решением, причем сначала строится план скоростей (ускорений) для первой группы Ассура в порядке образования механизма, а затем с тем же полюсом – для второй и последующих групп Ассура, если они содержатся в механизме.

При аналитическом кинематическом исследовании кривошипно-ползунного механизма целесообразно воспользоваться методом векторных контуров. [1, с. 64–96, 103–107, 117–121; 2, с. 59–89, 92–99].

Контрольные вопросы

1. Последовательность кинематического анализа плоского рычажного механизма с двухзвенными группами Ассура.
2. Построение плана скоростей и ускорений плоского рычажного механизма с двухзвенными группами Ассура.
3. Аналитический метод кинематического анализа на примере кривошипно-ползунного механизма.

1.3. Кинематический анализ зубчатых механизмов

Виды зубчатых колес в одноступенчатом зубчатом механизме при различных расположениях осей входного и выходного звеньев. Передаточное отношение такого механизма. Механизмы многоступенчатых зубчатых рядовых передач (передач с неподвижными осями вращения зубчатых колес) – их передаточное отношение.

Механизмы многоступенчатых передач с подвижными осями – планетарные механизмы. Формула Виллиса. Определение передаточного отношения планетарной передачи.

Обратить внимание на то, что различному расположению осей вращения зубчатых колес одноступенчатой зубчатой передачи соответствуют различные виды зубчатых колес. При определении передаточного отношения зубчатого механизма, в составе которого имеются простые планетарные механизмы (из них нельзя выделить рядовые передачи и более простые планетарные механизмы), рекомендуется для определения передаточного отношения такого планетарного механизма (передачи) воспользоваться формулой Виллиса. Согласно формуле Виллиса отношение угловых скоростей любых двух зубчатых колес такого планетарного механизма по отношению к водилу

равно соответствующему передаточному отношению этих колес в составе рядовой передачи, каковой представляется планетарный механизм для наблюдателя, находящегося в системе водила.

Контрольные вопросы

1. Передаточное отношение многоступенчатой рядовой зубчатой передачи.

2. Планетарные механизмы. Определение передаточного отношения планетарной передачи.

[1, с. 137–140, 145–168; 2, с. 402–413].

1.4. Динамический анализ механизмов и машин

Силы, действующие на звенья механизма. Задача силового анализа (силового расчета) механизма. Метод кинетостатики силового расчета. Система сил инерции звена, совершающего плоское движение. Статическая определенность групп Ассур. Последовательность силового расчета плоского рычажного механизма с двухзвенными группами Ассур. Силовой расчет структурных групп Ассур. Силовой расчет начального (входного) звена. Силовой расчет с учетом сил трения. Определение уравновешивающего момента или уравновешивающей силы на основе общего уравнения динамики. Теорема Н. Е. Жуковского.

Анализ движения механизмов и машин. Режимы движения механизмов. Общий механический коэффициент полезного действия последовательного и параллельного соединения механизмов. Самоторможение механизма и ряда механизмов, соединенных между собой последовательно.

Машинный агрегат. Характеристики сил, действующих на звенья машинного агрегата. Динамическая модель машинного агрегата в форме дифференциального уравнения и в форме уравнения кинетической энергии. Приведение сил и масс машинного агрегата.

Установившееся движение. Численное определение закона движения машинного агрегата при силах, зависящих от положения звеньев (при позиционных силах), а также при силах, зависящих от скорости и положения звеньев. Графоаналитический метод решения задачи для установившегося движения при позиционных силах. Коэффициент неравномерности движения машинного агрегата. Определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности хода при позиционных силах (метод Виттенбауэра).

Уравновешивание масс звеньев механизма на фундаменте. Условие полного уравновешивания плоского механизма. Полное статическое уравновешивание плоского механизма на примере кривошипно-ползунного механизма. Уравновешивание вращающихся звеньев. Динамическая балансировка жестких роторов. Статическая балансировка плоских вращающихся звеньев. Автоматическая балансировка. Защита от вибраций.

Приступая к силовому расчету механизмов, следует рассмотреть виды сил, которые действуют на звенья механизма, а также деление сил по их влиянию на движение: силы движущие и силы сопротивления. Используя известный из теоретической механики принцип Даламбера, ввести в систему сил условные силы инерции. Эти силы нужно уметь находить для всех случаев плоского движения звена.

Вначале следует рассмотреть силовой расчет плоского рычажного механизма без учета трения. Реакции в группах Ассура необходимо определять, последовательно рассматривая группы, начиная с последней, в порядке образования механизма, а затем производить силовой расчет начального (входного) звена. Силовой расчет с учетом сил трения целесообразно вести методом последовательных приближений, исходным (нулевым) приближением которого считается идеальный расчет (без сил трения). С помощью полученных идеальных реакций определяют силы и моменты сил трения, которые в ходе

решения задачи в первом приближении относят условно к числу задаваемых сил и моментов, и снова выполняют силовой расчет.

Необходимо помнить, что уравнивающий момент или уравнивающую силу можно найти как из силового расчета, используя условия равновесия, так и непосредственно, применяя общее уравнение динамики. В соответствии с этим уравнением мощность уравнивающей силы или уравнивающего момента равна со знаком минус сумме мощностей сил и моментов сил, учитываемых при силовом расчете групп Ассура. Это условие отражено и в теореме Н. Е. Жуковского. Указанный второй способ определения уравнивающей силы или уравнивающего момента служит для проверки правильности силового расчета.

При исследовании движения машинного агрегата под действием сил, приложенных к его звеньям, важным вопросом является выбор динамической модели агрегата, который предполагает учет упругодиссипативных свойств звеньев или пренебрежение ими и обоснование правомерности тех или иных упрощений по поводу характеристик сил, действующих на звенья. В первом приближении звенья предполагаются абсолютно жесткими, но для изучения вибраций механизмов такое предположение оказывается неправомочным. Момент асинхронного электродвигателя является сложной функцией, зависящей от угловой скорости ротора и ее производной. Обычно для динамических расчетов применяют так называемую статическую характеристику, где момент является функцией угловой скорости ротора.

В зависимости от того, функцией каких величин (время, угол поворота главного вала, его скорость) являются силы, действующие на звенья машинного агрегата, зависит способ решения задачи об определении закона движения машинного агрегата, а также задачи об определении момента инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности хода. Нужно знать причины, вызывающие неравномерность вращения главного вала при установившемся движении машинного агрегата.

При изучении уравнивания масс механизма на фундаменте следует обратить внимание на условия полного уравнивания плоского механизма, на определение положения центра масс подвижных звеньев плоского механизма. Необходимо знать, какие условия должны быть выполнены при уравнивании вращающегося звена, какова цель динамической и статической балансировки и как она достигается. [1, с. 203–212, 238–313, 324–356; 2, с. 180–225, 235–242, 252–273; 5, с. 82–117; 6, с. 94–117].

Контрольные вопросы

1. Силы, действующие на звенья в механизмах.
2. Система сил инерции звена, совершающего плоское движение.
3. Метод кинестатики силового расчета механизмов.
4. Статическая определимость группы Ассура. Порядок рассмотрения структурных групп при силовом расчете.
5. Силовой расчет начального (входного) звена.
6. Режимы движения механизма.
7. Механический КПД механизма. Самоторможение механизма. Общий механический КПД последовательно соединенных механизмов.
8. Уравнения движения машинного агрегата.
9. Приведение масс. Приведенный момент инерции масс машинного агрегата.
10. Приведение сил. Приведенный момент сил, действующих на звенья машинного агрегата.
11. Определение закона движения машинного агрегата при позиционных силах.
12. Численный метод определения закона движения машинного агрегата, имеющего в своем составе асинхронный электродвигатель.

13. Определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности хода при установившемся движении машинного агрегата.

14. Условия полного уравнивания масс плоского механизма на фундаменте.

15. Полное статическое уравнивание масс кривошипно-ползунного механизма на фундаменте.

16. Уравнивание масс вращающегося звена.

1.5. Синтез механизмов

Общие методы синтеза механизмов. Этапы синтеза механизмов. Входные и выходные параметры синтеза. Основные и дополнительные условия синтеза. Целевые функции. Ограничения. Основные задачи синтеза механизмов.

Синтез механизмов с низшими кинематическими парами. Синтез плоского шарнирного четырехзвенника, кулисного механизма и кривошипно-ползунного механизма по заданному коэффициенту изменения средней скорости выходного звена.

Синтез трехзвенных плоских зубчатых механизмов с круглыми зубчатыми колесами. Относительное движение зубчатых колес. Начальные окружности. Полус зацепления. Основная теорема зацепления. Основные элементы зубчатых колес. Эвольвентное зацепление. Уравнения эвольвенты.

Дуга зацепления, угол перекрытия и коэффициент перекрытия эвольвентных прямозубых цилиндрических зубчатых колес. Относительное скольжение зубьев. Нарезание эвольвентных зубчатых колес методом обкатки. Профиль инструментальной рейки. Подрезание профилей зубьев и способы его устранения. Выбор коэффициентов смещения. Блокирующие контуры. Геометрический расчет внешнего зацепления зубчатых колес со смещением. Построение картины внешнего зацепления.

Косозубые колеса внешнего зацепления. Форма зубьев. Коэффициент перекрытия.

Синтез планетарных передач. Выбор схемы планетарной передачи. Условия сборки, соосности и соседства. Выбор числа сателлитов и чисел зубьев зубчатых колес.

Синтез кулачковых механизмов. Виды кулачковых механизмов. Основные фазы в движении кулачковых механизмов. Законы движения ведомого звена кулачкового механизма. Удары в кулачковых механизмах. Построение кинематических диаграмм. Угол давления. Определение основных размеров кулачкового механизма с ведомым звеном (толкателем или коромыслом), снабженным роликом по условию ограничения угла давления. Графическое построение центрового профиля кулачка по заданному закону движения ведомого звена. Определение радиуса ролика и построение рабочего профиля кулачка.

Синтез кулачкового механизма с плоским толкателем. Условие выпуклости кулачка, определение минимального радиуса кулачка по условию его выпуклости и построение профиля кулачка.

Определение жесткости замыкающей пружины и усилия ее предварительного сжатия.

При изучении задач синтеза необходимо осмыслить физические условия, которые принимаются во внимание при синтезе.

При синтезе рычажных механизмов по условию обеспечения заданного коэффициента изменения средней скорости выходного звена следует иметь в виду, что этот коэффициент задает, по сути, соотношение между продолжительностью рабочего и холостого хода механизма, а поэтому связан с производительностью технологической машины.

Изучая вопросы синтеза трехзвенного плоского зубчатого зацепления (синтез плоского зубчатого зацепления), нужно обратить внимание на возмож-

ности, заложенные в выборе коэффициентов смещения зубчатых колес, которые существенно влияют на эксплуатационные показатели зацепления.

При синтезе планетарной передачи необходимо выбрать не только числа зубьев зубчатых колес, но и число сателлитов (блоков сателлитов). Следует уяснить физический смысл каждого из условий, которые учитываются при решении этой задачи.

При аналитическом задании закона движения ведомого звена кулачкового механизма, в виде зависимости аналога ускорения этого звена от угла поворота кулачка, зависимость для аналога скорости и для перемещения целесообразно находить аналитически, интегрируя заданную функцию. Необходимо четко представлять, какой физический смысл имеет условие ограничения угла давления в кулачковых механизмах с ведомым звеном, имеющим ролик, а также условие выпуклости в механизмах с плоским толкателем. [1, с. 411–415, 423–466, 468–473, 499–506; 2, с. 317–320, 358–382, 413–427, 444–470].

Контрольные вопросы

1. Относительное движение цилиндрических зубчатых колес. Полус зацепления. Начальные окружности.
2. Основная теорема зацепления.
3. Эвольвента, ее свойства, уравнения эвольвенты.
4. Относительное движение рейки и заготовки при нарезании эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. Коэффициент смещения.
5. Коэффициент торцового перекрытия прямозубых зубчатых колес.
6. Коэффициенты относительного скольжения зубьев зубчатых колес.
7. Подрезание профилей зубьев и способы его устранения.
8. Выбор коэффициентов смещения.
9. Форма зуба косозубого зубчатого колеса.
10. Коэффициент перекрытия косозубых зубчатых колес.

11. Условия, по которым выбираются числа зубьев и число сателлитов (блоков сателлитов) планетарной передачи.

12. Виды кулачковых механизмов. Основные фазы в движении кулачковых механизмов.

13. Законы движения ведомого звена кулачкового механизма. Удары в кулачковых механизмах.

14. Угол давления и его зависимость от параметров кулачкового механизма с толкателем, снабженным роликом.

15. Порядок синтеза кулачкового механизма с толкателем, снабженным роликом.

16. Порядок синтеза кулачкового механизма с плоским толкателем.

2. Лабораторные работы

Основная цель лабораторных работ – закрепление и углубление знаний, полученных при изучении курса ТММ.

Примерный перечень названий лабораторных работ

1. Составление кинематической схемы механизмов, их структурный анализ, выделение избыточных связей.

2. Моделирование процесса нарезания эвольвентных цилиндрических зубчатых колес методом обкатки.

3. Применение ЭВМ для решения задач анализа и синтеза механизмов.

4. Определение КПД механизма.

5. Статическая и динамическая балансировка.

6. Статическое уравнивание масс кривошипно-ползунного механизма на фундаменте.

7. Уравнивание вращающегося звена.

8. Определение передаточного отношения многоступенчатой рядовой зубчатой передачи.

9. Определение передаточного отношения планетарных передач.

3. Выполнение контрольной работы

3.1. Общие указания

При изучении курса в V учебном семестре, студенты выполняют контрольную работу, которая состоит из шести задач. Эти задачи соответствуют определенному номеру задания на контрольную работу и определенному варианту задания. Номер задания и номер варианта каждым студентом выбираются следующим образом. В табл. 1 определяется номер варианта задания по первой букве фамилии, а номер варианта числовых величин соответствует последней цифре шифра зачетной книжки студента.

Таблица 1

Первая буква фамилии	№ задания
А Б В Ф Э	6
Г Д Е Х Я	1
Ж З И Й Ю	5
К Л М У Ы	3
Н О П Ц Ч	4
Р С Т Ш Щ	2

Задания на контрольную работу приведены в приложении А. Расчетно-пояснительная записка пишется в тетради формата 170×205 мм чернилами (пастой). С правой стороны листа оставляют поля в 30 мм, страницы нумеруют.

В расчетно-пояснительной записке должны быть приведены: фамилия и инициалы студента, индекс группы, шифр зачетной книжки, тема работы и исходные данные, что требуется определить, решение задач с краткими пояснениями и необходимыми эскизами (схемами), использованный список источников информации. В конце записки следует поставить подпись студента и дату выполнения работы.

Требования, предъявляемые при сдаче контрольной работы:

1. Контрольная работа должна выполняться после проработки соответствующего материала в сроки, установленные кафедрой;
2. Все ошибки, указанные рецензентом, должны быть исправлены;
3. После исправления ошибок работа высылается на повторное рецензирование; если необходимо переделать работу полностью, то возвращенная работа высылается на повторное рецензирование вместе с исправленной.

Все зачтенные работы должны сохраняться студентом до экзамена.

Для выполнения контрольной работы используется список литературы, приведенный в конце данных методических указаний.

3.2. Методические указания к решению задач контрольной работы

Выбранный вариант задания состоит из схем: а) кинематической схемы главного механизма; б) кинематической схемы зубчатой передачи. Числовые значения величин заданы в вариантах (прил. А).

ЗАДАЧА 1

Определение передаточного отношения зубчатой передачи.

Исходные данные: кинематическая схема зубчатой передачи;
 $n_d = \text{const}$ – частота вращения ротора электродвигателя, об/мин;
 z_i ($i = 1, 2$) – числа зубьев зубчатых колес, входящих в зубчатую передачу.

Определить:

1) $i_{p_1} = \frac{\omega_p}{\omega_1}$ – передаточное отношение зубчатой передачи, где ω_p – уг-

ловая скорость ротора электродвигателя; ω_1 – угловая скорость кривошипа рычажного механизма;

2) угловую скорость (ω_1) и угловое ускорение (ε_1) кривошипа.

Порядок решения:

1.1. Нарисовать в пояснительной записке кинематическую схему зубчатой передачи.

1.2. Выделить в зубчатой передаче рядовой зубчатый механизм (зубчатые колеса его имеют неподвижные в пространстве геометрические оси вращения) и планетарный механизм (в составе его имеются зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями вращения).

1.3. Определить $i_{p_1} = \frac{\omega_p}{\omega_1}$, представив его как произведение передаточ-

ных отношений последовательно соединенных, указанных в п. 1.2. зубчатых механизмов.

1.4. Определить ω_1 и ε_1 .

ЗАДАЧА 2

Структурный анализ рычажного механизма.

Порядок решения:

2.1. Нарисовать в пояснительной записке кинематическую схему рычажного механизма без соблюдения масштаба.

2.2. По заданной кинематической схеме определить:

- число подвижных звеньев;
- класс кинематических пар и число кинематических пар P_i каждого класса i .

2.3. По формуле Чебышева определить число степеней подвижности.

2.4. Построить структурную схему механизма и выделить группы Ассура.

2.5. Указать для каждой группы Ассура ее класс, порядок и номер группы в порядке образования механизма.

ЗАДАЧА 3

Кинематический анализ рычажного механизма графоаналитическим методом.

Порядок решения:

3.1. Начертить на листе формата А3 кинематическую схему рычажного механизма при заданном положении кривошипа (φ_1) в выбранном масштабе μ_l , м/мм.

3.2. Построить план скоростей механизма при заданной его конфигурации в масштабе $\mu_v = \mu_l \omega_1$, м/(с · мм).

3.3. Определить угловые скорости ω_i ($i = 2, 3...$) звеньев и показать направление этих угловых скоростей на кинематической схеме.

3.4. Построить план ускорений механизма для заданной его конфигурации в масштабе $\mu_a = \mu_l \omega_1^2$, м/(с² · мм).

3.5. Определить угловые ускорения звеньев и показать их направления на кинематической схеме.

ЗАДАЧА 4

Силовой расчет рычажного механизма без учета сил трения.

Произвести силовой расчет групп Ассур и силовой расчет начального звена, полагая, что начальное звено связано с выходным звеном зубчатой передачи посредством муфты.

При силовом расчете учесть силу производственного сопротивления $R_{пс}$, силы тяжести, силы и моменты сил инерции тех звеньев, массы которых заданы. Считать, что центр масс ползуна, который образует шарнирное соединение с одним из звеньев механизма, совпадает с центром шарнира. Для звеньев, которые образуют не менее двух шарниров с другими звеньями и

где обозначена точка S_i – центр масс звена i – считать, что эта точка делит соответствующий отрезок между двумя шарнирами пополам.

Силами, значения которых составляют менее 2 % от наибольшей, при расчете пренебречь. Все силы, учитываемые в силовом расчете, а также моменты сил, показать на кинематической схеме, которая использовалась в задаче 3. Планы сил построить в масштабе на том же листе.

Проверить правильность определения уравновешивающего момента ($M_{ур}$), найденного из силового расчета начального звена. С этой целью определить также уравновешивающий момент ($M_{ур}^*$), пользуясь общим уравнением динамики, в соответствии с которым мощность уравновешивающего момента $M_{ур}^*$ равна со знаком минус сумме мощностей сил и моментов, учитываемых в силовом расчете групп Ассур (реакции в кинематических парах в выражение для указанной суммы не входят). Силовой расчет считается правильным, если погрешность

$$\Delta = \left| \frac{M_{ур} - M_{ур}^*}{M_{ур}^*} \right| \cdot 100\% \leq 5\% .$$

ЗАДАЧА 5

Приведение сил.

Найти приведенный к кривошипу момент $M_{пр}$ от силы $P_{пс}$. Этот момент определяется из условия равенства мощности приведенного момента мощности силы $P_{пс}$.

ЗАДАЧА 6

Приведение масс.

Найти приведенный к кривошипу момент инерции масс рычажного механизма $I_{пр}$. Приведенный момент $I_{пр}$ определяется из условия равенства кинетической энергии звена приведения и звеньев рычажного механизма.

Примечание. Задачи 3, 4, 5 и 6 решаются для заданной конфигурации рычажного механизма, определяемой заданным углом поворота кривошипа (φ_1). Пример выполнения контрольной работы содержится в приложении Б.

4. Курсовой проект

Объектом проектирования является машина, соответствующая специальности, по которой обучается студент.

В проекте решается ряд задач анализа и синтеза (проектирования) ряда механизмов, входящих в состав машины.

Курсовой проект выполняется в соответствии с заданием, выданным кафедрой в VI учебном семестре.

Графическая часть проекта выполняется на четырех листах формата А1 (594×841), кроме того, составляется расчетно-пояснительная записка объемом 25–30 листов формата А4.

Список литературы

Основная

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов. – М.: Наука, 1988 – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов / Фролов К. В., Попов С. А. и др.; Под ред. Фролова К. В. – М.: Высш. шк., 1987 – 496 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин/ Коренько А. С. и др. – Киев: Вища шк., 1970 – 332 с.

4. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М.: Высш. шк., 1986.

5. Методические указания к самостоятельной работе по проектированию и исследованию шарнирно-рычажных механизмов по дисциплине "Теория механизмов и машин" для студентов машиностроительных специальностей дневного и вечернего обучения / Грунауэр А. А., Долгих И. Д. – Харьков: ХПИ, 1992. – 145 с.

6. Теория механизмов и машин / Системный подход/: Учеб. Пособие / Грунауэр А. А., Долгих И. Д. К.:УМК ВО, 1992.– 384 с.

Дополнительная

7. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973 – 592 с.

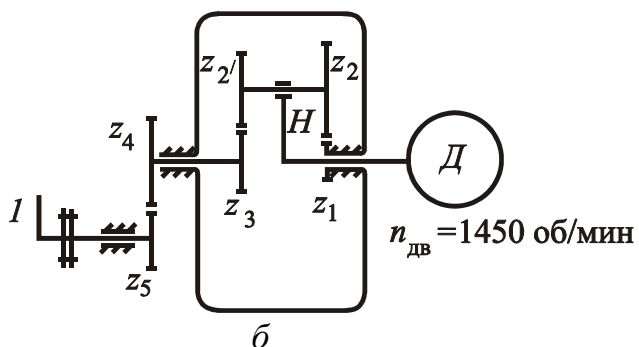
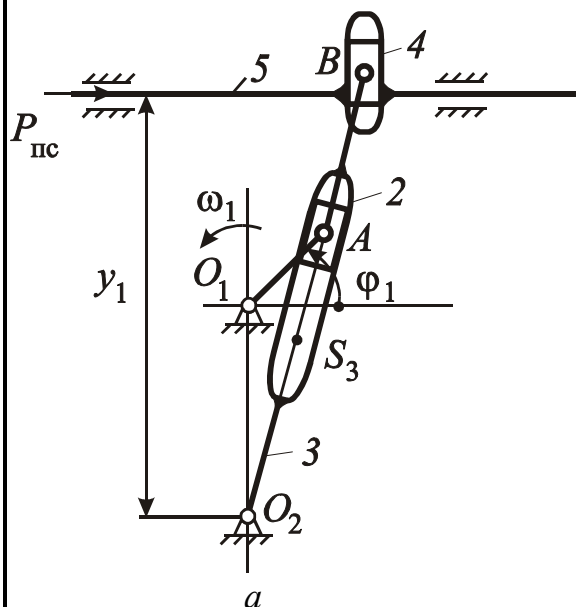
8. Юдин В. А., Барсов Г. А., Чупин Ю. Н. Сборник задач и примеров по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1982.

9. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.

ПРИЛОЖЕНИЯ

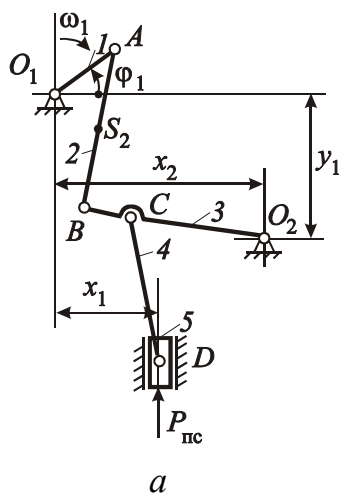
Приложение А

ЗАДАНИЕ 1

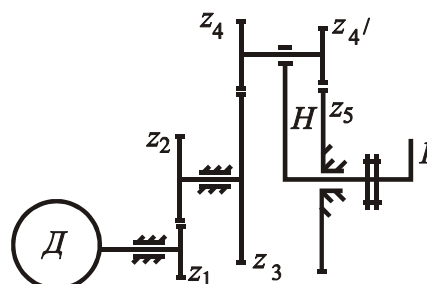


Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{O_1A}	м	0,083	0,08	0,085	0,08	0,07	0,083	0,07	0,08	0,085	0,083
l_{O_2B}	м	0,566	0,548	0,566	0,52	0,486	0,568	0,480	0,530	0,580	0,566
$l_{O_1O_2}$	м	0,27	0,27	0,285	0,285	0,28	0,30	0,28	0,27	0,30	0,29
y_1	м	0,538	0,52	0,54	0,48	0,46	0,54	0,46	0,51	0,56	0,53
φ_1	град	30	45	60	120	135	150	120	45	150	135
m_3	кг	50	35	50	30	30	52	32	40	58	56
m_5	кг	200	210	240	220	200	230	210	220	250	240
I_{S_3}	кг·м ²	0,02	0,02	0,018	0,025	0,02	0,025	0,02	0,022	0,025	0,026
$P_{пс}$	кН	5,5	6,0	6,5	6,0	5,0	7,0	5,5	6,0	6,5	7,5
z_1	-	14	10	15	11	15	10	14	11	17	13
z_2	-	36	30	36	30	38	35	37	31	40	35
$z_{2'}$	-	34	29	37	29	39	34	36	30	41	36
z_3	-	16	11	14	12	14	11	15	12	16	12
z_4	-	11	15	17	11	17	15	13	12	13	12
z_5	-	36	35	31	23	37	38	24	28	22	29

ЗАДАНИЕ 2



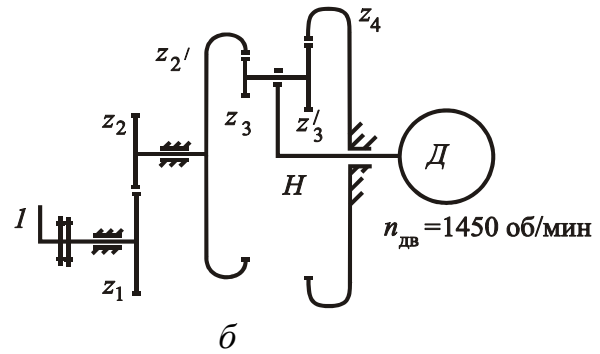
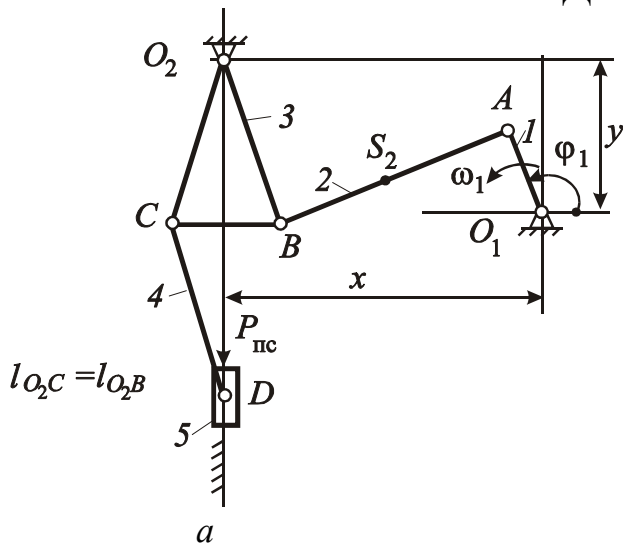
а


 $n_{дв} = 1450 \text{ об/мин}$

б

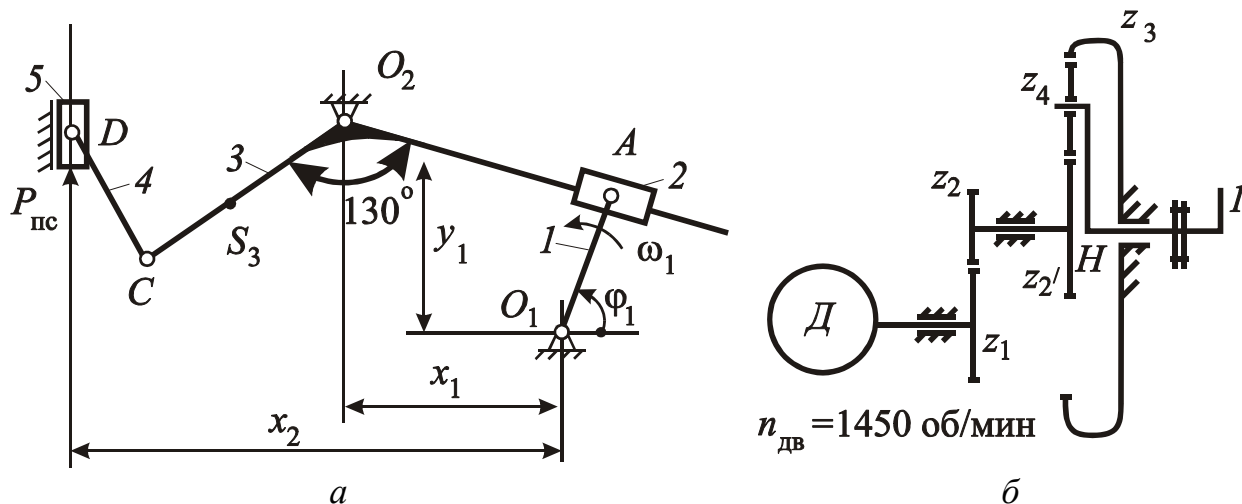
Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{O_1A}	м	0,03	0,05	0,04	0,048	0,03	0,042	0,036	0,04	0,038	0,04
l_{AB}	м	0,20	0,22	0,22	0,24	0,198	0,22	0,21	0,226	0,22	0,224
l_{BO_2}	м	0,30	0,28	0,3	0,36	0,29	0,30	0,27	0,32	0,286	0,31
l_{BC}	м	0,1	0,07	0,09	0,11	0,09	0,1	0,05	0,1	0,08	0,09
l_{CD}	м	0,125	0,132	0,13	0,134	0,128	0,136	0,140	0,135	0,13	0,128
x_1	м	0,04	0,06	0,05	0,052	0,042	0,056	0,05	0,05	0,052	0,054
x_2	м	0,2	0,26	0,23	0,25	0,2	0,24	0,22	0,24	0,23	0,24
y_1	м	0,2	0,26	0,22	0,248	0,2	0,236	0,22	0,238	0,226	0,238
φ_1	град	150	210	240	210	150	240	210	120	135	225
m_2	кг	5	6	5	7	5	8	5,2	5,8	6	7,5
m_5	кг	10	12	11	14	12	15	10	11	12	15
I_{S_2}	кг · м ²	0,1	0,12	0,11	0,15	0,12	0,17	0,12	0,14	0,1	0,2
$P_{пс}$	кН	1,0	1,2	1,1	1,3	1,4	1,6	1,0	1,2	1,1	1,4
$z_{4'}$	-	15,	15	17	32	27	20	15	30	25	30
z_3	-	20	17	22	20	25	22	17	25	20	27
z_4	-	35	30	40	50	54	45	35	58	48	57
z_5	-	40	32	45	38	52	47	37	53	43	54
z_1	-	25	20	22	15	20	25	27	20	17	20
z_2	-	50	52	42	54	44	46	50	45	40	50

ЗАДАНИЕ 3



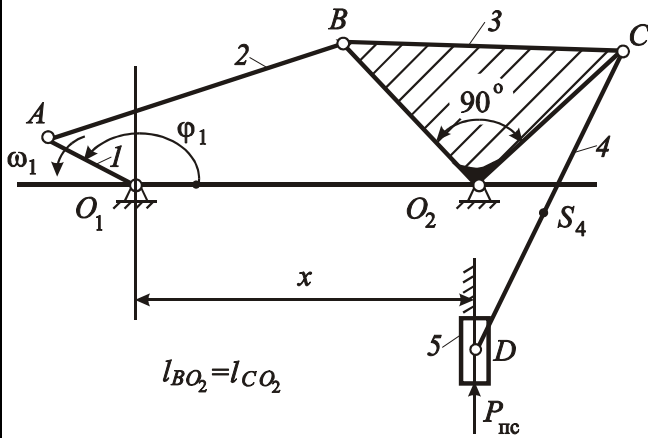
Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{O_1A}	м	0,15	0,20	0,22	0,18	0,20	0,16	0,25	0,20	0,22	0,25
l_{AB}	м	0,75	0,80	0,85	0,78	0,78	0,75	0,90	0,82	0,80	0,86
l_{O_2B}	м	0,50	0,60	0,60	0,56	0,6	0,52	0,70	0,62	0,65	0,72
l_{CB}	м	0,30	0,40	0,40	0,35	0,38	0,30	0,52	0,40	0,45	0,5
l_{CD}	м	0,45	0,56	0,58	0,52	0,56	0,50	0,62	0,58	0,60	0,56
x_1	м	0,90	0,96	1,0	0,92	0,94	0,90	1,0	0,98	0,92	1,0
y_1	м	0,40	0,50	0,55	0,48	0,50	0,46	0,60	0,52	0,55	0,60
ϕ_1	град	30	45	60	30	120	60	135	120	45	135
m_2	кг	7,0	6,0	8,0	7,5	6,5	6,2	7,8	7,2	7,5	7,0
m_5	кг	13,0	12,0	15,0	14,0	13,0	12,2	16,0	14,5	15,0	14,0
I_{S_2}	кг·м ²	0,22	0,20	0,25	0,23	0,18	0,20	0,28	0,25	0,24	0,23
P_{pc}	кН	1,2	1,0	1,4	1,3	1,25	1,2	1,6	1,4	1,42	1,4
z_1	-	66	46	76	60	64	79	72	69	98	70
z_2	-	30	27	32	30	28	35	30	32	35	42
z_2'	-	180	200	178	196	190	172	178	188	176	186
z_3	-	60	80	61	76	67	52	54	66	52	62
z_3'	-	80	100	85	98	92	70	72	86	74	76
z_4	-	200	220	202	218	215	190	196	208	198	200

ЗАДАНИЕ 4

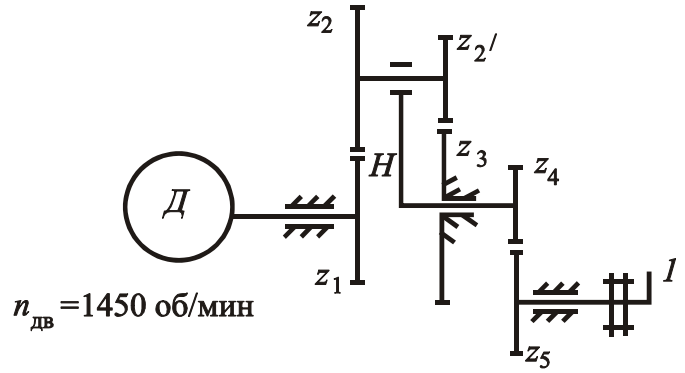


Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{O_1A}	м	0,073	0,075	0,085	0,07	0,072	0,06	0,076	0,072	0,075	0,08
l_{O_2C}	м	0,24	0,242	0,25	0,21	0,23	0,18	0,248	0,22	0,24	0,25
l_{CD}	м	0,132	0,135	0,14	0,128	0,13	0,12	0,138	0,132	0,13	0,14
x_1	м	0,134	0,13	0,176	0,131	0,132	0,125	0,135	0,13	0,134	0,15
x_2	м	0,42	0,38	0,428	0,4	0,4	0,38	0,426	0,41	0,42	0,44
y_1	м	0,092	0,096	0,098	0,1	0,091	0,096	0,096	0,091	0,094	0,1
φ_1	град	300	330	270	315	270	300	315	0	30	310
m_3	кг	30	40	35	40	35	36	30	40	38	35
m_5	кг	80	120	200	150	150	160	80	150	200	180
I_{S_3}	кг · м ²	0,25	0,3	0,28	0,32	0,27	0,28	0,24	0,31	0,32	0,3
$P_{\text{пс}}$	кН	1,7	1,5	2,5	1,2	2,0	1,8	1,7	1,6	2,6	2,4
z_1	-	14	10	17	12	15	11	13	16	14	11
z_2	-	26	18	31	23	28	21	23	28	23	20
z_2'	-	10	15	14	11	13	14	11	15	13	10
z_3	-	80	140	121	90	105	119	99	135	117	90

ЗАДАНИЕ 5



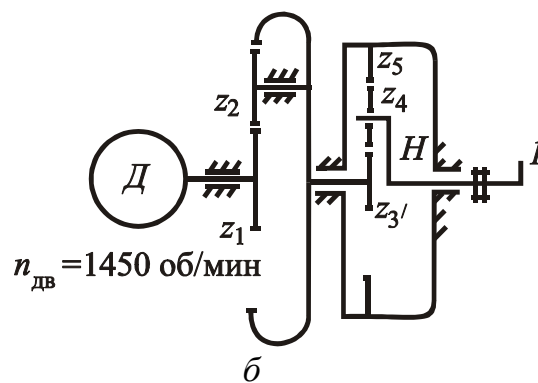
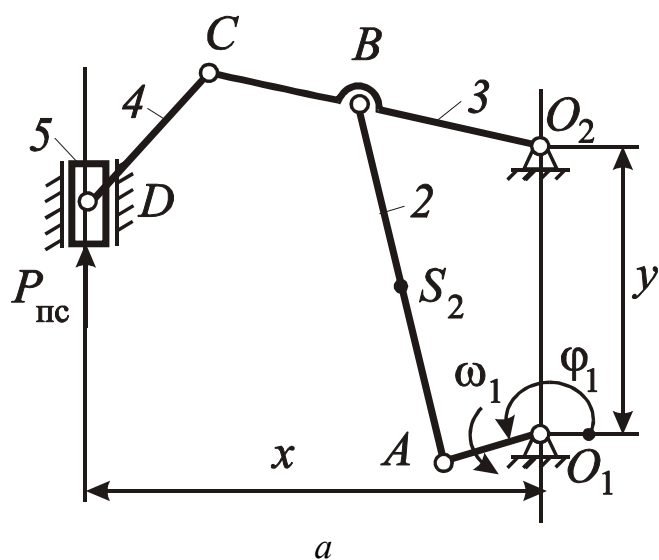
а



б

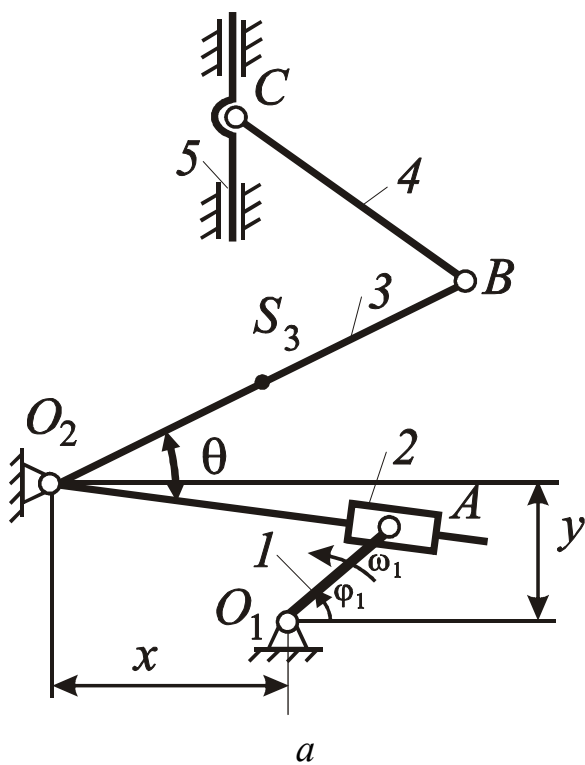
Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{O_1A}	м	0,09	0,08	0,072	0,08	0,09	0,062	0,076	0,078	0,08	0,09
l_{AB}	м	0,18	0,17	0,168	0,172	0,176	0,167	0,17	0,172	0,17	0,178
l_{BO_2}	м	0,17	0,15	0,14	0,152	0,16	0,142	0,148	0,15	0,148	0,165
l_{DC}	м	0,286	0,270	0,268	0,272	0,280	0,276	0,276	0,270	0,276	0,280
x	м	0,225	0,218	0,220	0,228	0,226	0,218	0,223	0,222	0,223	0,226
ϕ_1	град	120	300	150	315	330	300	330	180	300	315
m_4	кг	82	70	68	71	80	72	72	70	75	80
m_5	кг	120	100	110	105	120	108	110	102	115	120
I_{S_4}	кг·м ²	0,08	0,07	0,06	0,07	0,08	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08
P_{nc}	кН	0,8	0,6	0,8	0,7	0,9	0,8	0,7	0,6	0,7	0,8
z_1	-	22	20	21	25	31	20	25	27	25	22
z_2	-	70	64	73	62	54	45	57	61	57	65
z_2'	-	26	30	24	22	24	24	27	23	22	26
z_3	-	66	54	70	55	61	41	55	65	60	51
z_4	-	14	12	15	17	11	12	13	10	15	13
z_5	-	33	43	28	45	54	70	61	34	49	43

ЗАДАНИЕ 6



Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{O_1A}	м	0,065	0,06	0,063	0,062	0,05	0,058	0,06	0,065	0,04	0,045
l_{AB}	м	0,17	0,165	0,168	0,160	0,016	0,148	0,15	0,15	0,165	0,15
l_{O_2C}	м	0,126	0,114	0,116	0,125	0,13	0,122	0,128	0,130	0,130	0,135
l_{O_2B}	м	0,09	0,08	0,08	0,09	0,095	0,08	0,075	0,078	0,08	0,08
l_{CD}	м	0,09	0,082	0,08	0,1	0,12	0,095	0,09	0,1	0,12	0,12
x	м	0,168	0,160	0,146	0,167	0,160	0,162	0,165	0,14	0,145	0,14
y	м	0,144	0,14	0,126	0,143	0,14	0,146	0,148	0,14	0,136	0,13
φ_1	град	210	225	210	240	225	120	150	135	120	225
m_2	кг	48	50	48	52	54	50	52	48	54	52
m_5	кг	100	106	102	100	110	108	100	98	106	102
I_{S_2}	кг·м ²	0,03	0,03	0,028	0,035	0,03	0,032	0,03	0,028	0,036	0,03
$P_{пс}$	кН	0,86	0,9	0,84	0,9	1,0	0,92	0,86	0,8	1,2	0,86
z_1	-	20	22	20	21	17	20	25	22	20	26
z_3	-	80	95	100	105	84	99	120	114	95	121
z_3'	-	30	20	35	32	26	28	37	35	28	36
z_5	-	100	96	123	107	91	100	122	115	93	119

Пример выполнения контрольной работы



$$l_{O_1A} = 0,06 \text{ м}; \quad l_{O_2B} = 0,19 \text{ м};$$

$$l_{CB} = 0,09 \text{ м}; \quad x = -0,105 \text{ м};$$

$$y = 0,018 \text{ м}; \quad \theta = 30^\circ;$$

$$m_3 = 35 \text{ кг}; \quad m_5 = 50 \text{ кг};$$

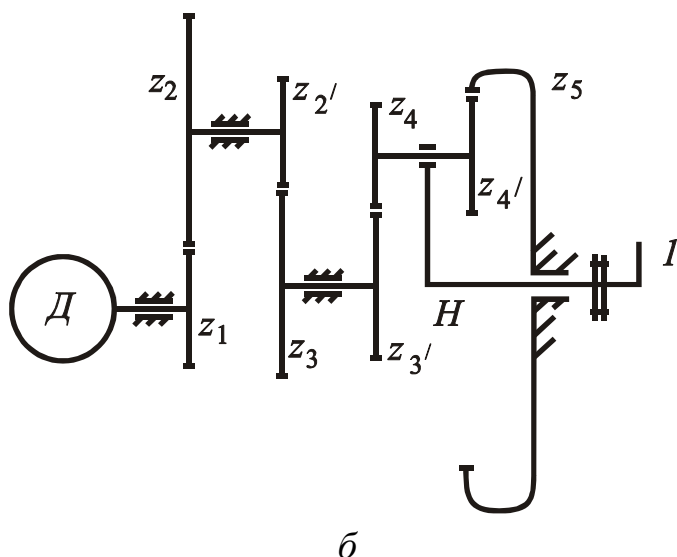
$$I_{S_3} = 0,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad P_{\text{ПС}} = 1500 \text{ Н};$$

$$n_{\text{Д}} = 1450 \text{ об/мин};$$

$$z_1 = 20; \quad z_2 = 150; \quad z_2' = 30;$$

$$z_3 = 40; \quad z_3' = 28; \quad z_4 = 36;$$

$$z_4' = 24; \quad z_5 = 60; \quad \varphi_1 = 40^\circ.$$



б

Рисунок Б1

Выполнение контрольной

работы начинаем с рассмотрения зубчатой передачи, представленной на схеме б.

ЗАДАЧА 1

Определение передаточного отношения зубчатой передачи.

1. Построим кинематическую схему зубчатой передачи (рис. Б1, б).

Исходные данные:

$$n_d = 1450 \text{ об/мин}, z_1 = 20, z_2 = 150, z_{2'} = 30, z_3 = 40, z_{3'} = 28, z_4 = 36, z_{4'} = 24, z_5 = 60.$$

1.1. Выделим в зубчатой передаче рядовой зубчатый механизм $z_1 - z_2 - z_{2'} - z_3$ и планетарный механизм $z_{3'} - z_4 - z_{4'} - z_5 - H$.

1.2. Определим передаточное отношение i_{p_1} ротора электродвигателя к кривошипу I (рис. Б1, б) как произведение передаточных отношений последовательно соединенных зубчатых механизмов, указанных в п.1.2:

$$i_{p_1} = i_{13} \cdot i_{3'H},$$

где i_{13} – передаточное отношение рядового зубчатого механизма, определяемое по формуле

$$i_{13} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_{2'}} \right) = \frac{150 \cdot 40}{20 \cdot 30} = 10.$$

Передаточное отношение $i_{3'H}$ планетарного механизма определяем, используя формулу Виллиса

$$\frac{\omega_{3'} - \omega_H}{\omega_5 - \omega_H} = i_{3'5}^{(H)},$$

где $\omega_{3'}$, ω_5 , ω_H – угловые скорости звеньев; $i_{3'5}^{(H)}$ – передаточное отношение рядовой зубчатой передачи, состоящей из зубчатых колес 3', 4, 4', 5.

Для этой передачи

$$i_{3'5}^{(H)} = -\frac{z_4}{z_{3'}} \cdot \frac{z_5}{z_{4'}}.$$

Так как $\omega_5 = 0$, то из формулы Виллиса получим

$$\frac{\omega_{3'}}{\omega_H} + 1 = i_{3'5}^{(H)},$$

откуда

$$i_{3'H} = \frac{\omega_{3'}}{\omega_H} = 1 - i_{3'5}^{(H)} = 1 + \frac{z_4}{z_{3'}} \cdot \frac{z_5}{z_{4'}} = 1 + \frac{36 \cdot 60}{28 \cdot 24} = \frac{59}{14},$$

$$i_{p_1} = 10 \cdot \frac{59}{14} = 42.$$

1.3. Определим угловую скорость (ω_1) и угловое ускорение (ε_1) кривошипа I рычажного механизма:

$$\omega_1 = \frac{\omega_p}{i_{p_1}} = \frac{152}{42} = 3,62 \frac{1}{c},$$

где

$$\omega_p = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 152 \frac{1}{c};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_p}{i_{p_1}}.$$

Так как $i_{p_1} = \text{const}$ и $\varepsilon_1 = 0$, то $\varepsilon_p = 0$.

ЗАДАЧА 2

Структурный анализ рычажного механизма.

2.1. Построим кинематическую схему рычажного механизма (рис. Б1, а).

2.2. По заданной кинематической схеме механизма определим:

- 1) число подвижных звеньев $n = 5$;
- 2) количество кинематических пар 5-го класса $p_5 = 7$ (0-1; 1-2; 3-0; 3-4; 4-5 – вращательные; 2-3; 5-0 – поступательные);
- 3) число кинематических пар 4-го класса $p_4 = 0$;
- 4) число степеней подвижности по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

2.3. Построим структурную схему механизма (рис. Б2).

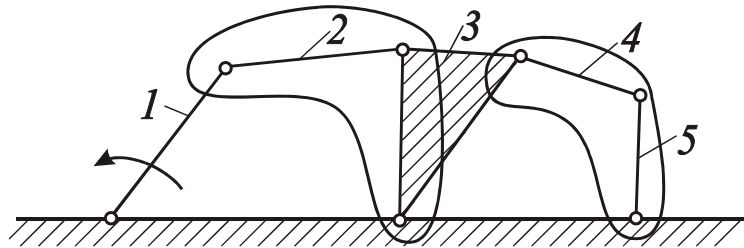
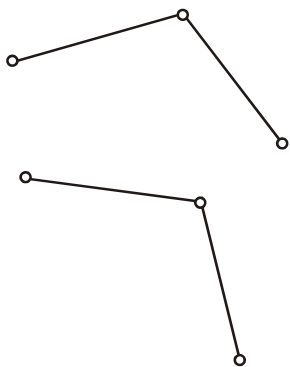


Рисунок Б2

Выделим группы Ассура (рис. Б3):



группа Ассура 2–3, первая в порядке наслоения,
1-й класс по Баранову [5], второй порядок;

группа Ассура 4–5, вторая в порядке наслоения,
1-й класс по Баранову, второй порядок.

Рисунок Б3

ЗАДАЧА 3

Кинематический анализ рычажного механизма графоаналитическим методом.

3.1. Построим кинематическую схему.

Вычертим на листе формата А3 кинематическую схему рычажного механизма при заданном положении кривошипа $\varphi_1 = 40^\circ$, выбрав масштаб длин (рис. Б4)

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{(O_1A)} = \frac{0,06}{50} = 0,0012 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

где $l_{O_1A} = 0,06$ м – истинная длина кривошипа; $(O_1A) = 50$ мм – чертежная длина кривошипа.

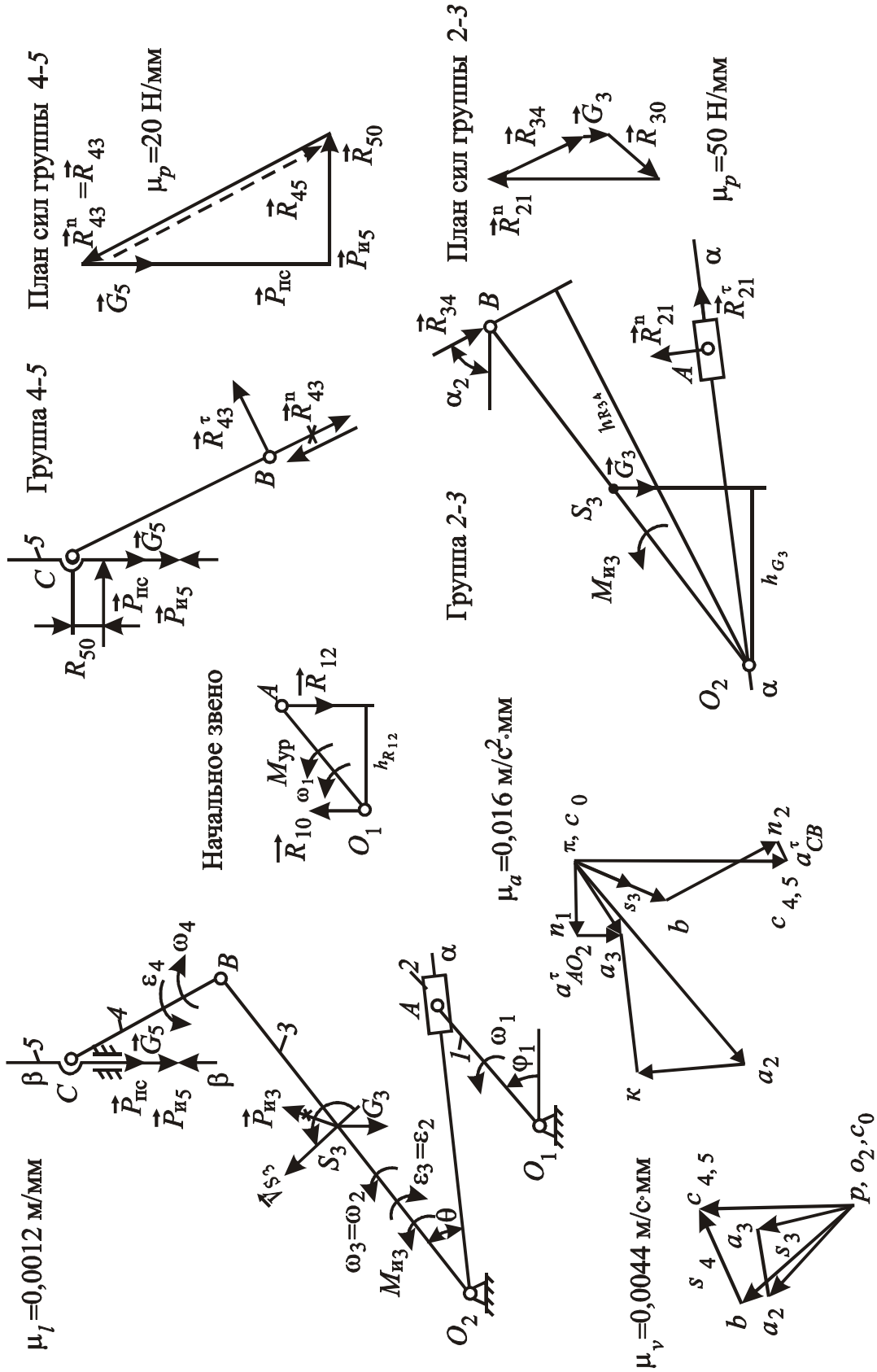


Рисунок Б4

Остальные чертежные размеры:

$$(O_2B) = \frac{l_{O_2B}}{\mu_l} = \frac{0,19}{0,0012} = 158 \text{ мм}; \quad (CB) = \frac{l_{CB}}{\mu_l} = \frac{0,09}{0,0012} = 76 \text{ мм};$$

$$x = \frac{-0,105}{0,0012} = -87,5 \text{ мм}; \quad y = \frac{0,018}{0,0012} = 15 \text{ мм}.$$

3.2. Определим скорости.

Для построения плана скоростей запишем векторные уравнения для выделенных групп Ассур, начиная с группы Ассур, первой в порядке наложения, т.е. группы 2–3.

Группа Ассур 2–3

Точки присоединения этой группы к исходной кинематической цепи – $A_2(A_1)$ и O_2 ; точка, для которой определяется скорость – A_3 :

$$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{3-2}; \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{A_3O_2}, \end{cases}$$

где $\vec{V}_{3-2} \parallel AO_2$, $\vec{V}_{A_3O_2} \perp AO_2$, $\vec{V}_{A_2} \perp AO_1$, $\vec{V}_{O_2} = 0$,

$$\vec{V}_{A_2} = \omega_1 \cdot l_{AO_1} = 3,62 \cdot 0,06 = 0,22 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Группа Ассур 4–5

Точки присоединения этой группы к исходной кинематической цепи – B , C_0 ; точка, для которой определяется скорость – C_5 (C_4).

$$\begin{cases} \vec{V}_{C_4} = \vec{V}_B + \vec{V}_{C_4B}; \\ \vec{V}_{C_5} = \vec{V}_{C_0} + \vec{V}_{5-0}, \end{cases}$$

где $\vec{V}_{C_4B} \perp CB$, $\vec{V}_{5-0} \parallel \beta\beta$, $\vec{V}_{C_0} = 0$, \vec{V}_B определяется по теореме о подобии.

Определим масштаб плана скоростей:

$$\mu_V = \mu_l \cdot \omega_1 = 0,0012 \cdot 3,62 = 0,0044 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Строим план скоростей с полюсом в точке p .

Продолжение прил. Б

Воспользуемся теоремой о подобии для нахождения скорости центра масс S_3 , который делит отрезок (O_2B) пополам. Для этого на плане скоростей наносим точку S_3 , которая делит отрезок (pb) пополам.

С помощью плана скоростей найдем:

$$V_{S_3} = (pS_3)\mu_V = 27 \cdot 0,044 = 0,12 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$V_{C_5} = (pC_5)\mu_V = 60 \cdot 0,044 = 0,26 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где (pS_3) , (pC_5) – отрезки на плане скоростей, мм.

Определим угловые скорости звеньев и покажем их направления на кинематической схеме.

Имеем

$$\omega_3 = \frac{V_{A_3O_2}}{l_{A_3O_2}} = \frac{(pa_3)\mu_V}{(AO_2)\mu_l} = \frac{(pa_3)}{(AO_2)} \omega_1 = \frac{42}{125} \cdot 3,62 = 1,21 \frac{1}{\text{с}};$$

$$\omega_2 = \omega_3 = 1,21 \frac{1}{\text{с}}; \omega_5 = 0;$$

$$\omega_4 = \frac{V_{C_4B}}{l_{C_4B}} = \frac{(c_4b)\mu_V}{(CB)\mu_l} = \frac{(c_4b)}{(CB)} \omega_1 = \frac{40}{76} \cdot 3,62 = 1,9 \frac{1}{\text{с}};$$

где ω_i ($i = 2,3,4,5$) – угловая скорость звена i .

Для определения направления угловых скоростей мысленно прикладываем к точке A на кинематической схеме скорость $\vec{V}_{A_3O_2}$ и к точке C скорость \vec{V}_{C_4B} . Направление угловых скоростей соответствует направлению момента, который создает вектор $\vec{V}_{A_3O_2}$ вокруг точки O_2 и вектор \vec{V}_{C_4B} вокруг точки B .

3.3. Определим ускорения.

Запишем векторные уравнения для групп Ассур в той же последовательности, как и для скоростей.

Группа 2–3

$$\vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{3-2}^K + \vec{a}_{3-2},$$

$$\vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{A_3O_2}^n + \vec{a}_{A_3O_2}^\tau.$$

Группа 4–5

$$\vec{a}_{C_4} = \vec{a}_B + \vec{a}_{C_4B}^n + \vec{a}_{C_4B}^\tau,$$

$$\vec{a}_{C_5} = \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{5-0}^K + \vec{a}_{5-0}.$$

Определим масштаб плана ускорений:

$$\mu_a = \mu_l \cdot \omega_1^2 = 0,012 \cdot 3,62^2 = 0,016 \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}.$$

Строим план ускорений с полюсом в точке π .

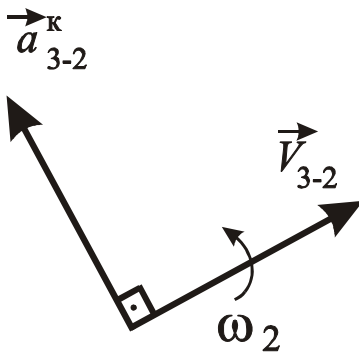


Рисунок Б5

При построении плана используем данные, приведенные в табл. 8. Направление ускорения Кориолиса определяется так, как показано на схеме (рис. Б5): $\vec{a}_{3-2} \parallel AO_2$, $a_{5-0}^K = 2V_{5-0}\omega_0 = 0$, $a_{O_2} = 0$, $a_{C_0} = 0$. Ускорение $\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1}$ направлено от точки A к точке O_1 , ускорение $\vec{a}_{A_3O_2}^n$ направлено от точки A к точке O_2 , ускорение $\vec{a}_{C_4B}^n$ направлено от точки C к точке B , тангенциальные ускорения перпендикулярны соответствующим нормальным ускорениям, $\vec{a}_{5-0} \parallel \beta\beta$.

Для построения плана ускорений группы 4–5 предварительно по теореме о подобии находим (πb).

Найдем ускорение центра масс S_3 , воспользовавшись теоремой о подобии.

Таблица 8

Вектор	Модуль вектора	Длина отрезка на плане ускорений, мм
a_{A_2}	$\omega^2 l_{AO_1} = 3,62^2 \cdot 0,06 =$ $= 0,78 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$	$(\pi a_2) = \frac{a_A}{\mu_a} = 50$
\vec{a}_{3-2}^{κ}	$2V_{3-2}\omega_2$	$(a_2\kappa) = \frac{a_{3-2}^{\kappa}}{\mu_a} = \frac{2(a_2 a_3)(pa_3)}{(AO_2)} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 42}{125} = 20$
$\vec{a}_{A_3O_2}^n$	$\omega_3^2 l_{AO_2}$	$(\pi n_1) = \frac{a_{A_3O_2}^n}{\mu_a} = \frac{(pa_3)^2}{(AO_2)} = \frac{42^2}{125} = 14$
$\vec{a}_{C_4B}^n$	$\omega_4^2 l_{CB}$	$(bn_2) = \frac{a_{C_4B}^n}{\mu_a} = \frac{(c_4 b)^2}{(CB)} = \frac{40^2}{76} = 21$

С помощью плана ускорений находим:

$$a_{S_3} = (\pi S_3) \cdot \mu_a = 10 \cdot 0,016 = 0,16 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$a_{C_{4,5}} = (\pi c_{4,5}) \cdot \mu_a = 40 \cdot 0,016 = 0,64 \frac{\text{м}}{\text{с}^2},$$

где (πS_3) , $(\pi c_{4,5})$ – отрезки на плане ускорений, мм.

Определим угловые ускорения звеньев.

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3O_2}^{\tau}}{l_{A_3O_2}} = \frac{(n_1 a_3) \mu_a}{(AO_2) \mu_l} = \frac{(n_1 a_3)}{(AO_2)} \cdot \omega_1^2 = \frac{8}{125} \cdot 3,62^2 = 0,81 \frac{1}{\text{с}^2}; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 0,81 \frac{1}{\text{с}^2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{C_4B}^{\tau}}{l_{CB}} = \frac{(n_1 c_{4,5}) \mu_a}{(CB) \mu_l} = \frac{(n_2 c_{4,5})}{(CB)} \cdot \omega_1^2 = \frac{3}{76} \cdot 3,62^2 = 0,5 \frac{1}{\text{с}^2}; \quad \varepsilon_5 = 0,$$

где ε_i ($i = 2, 3, 4, 5$) – угловое ускорение звена i .

Направление угловых ускорений звеньев 3 и 4 определяем так же, как и направления ω_3 и ω_4 . Только вместо скоростей $\vec{V}_{A_3O_2}$ и \vec{V}_{C_4B} берем векторы $\vec{a}_{A_3O_2}^\tau$ и $\vec{a}_{C_4B}^\tau$.

ЗАДАЧА 4

Силовой расчет рычажного механизма без учета сил трения.

Исходные данные: кинематический анализ рычажного механизма, выполненный в задаче 3.

Массы звеньев: $m_1 = m_2 = m_4 = 0$; $m_3 = 35$ кг; $m_5 = 50$ кг.

Моменты инерции звеньев: $I_{S_3} = 0,9$ кг·м²; $I_{S_4} = I_{O_1} = 0$.

Сила полезного сопротивления: $P_{\text{пс}} = 1500$ Н.

Кривошип связан с выходным звеном зубчатой передачи посредством муфты.

4.1. Определим внешние силы, силы и моменты сил инерции:

- силы тяжести:

$$G_1 = G_2 = G_4 = 0;$$

$$G_3 = m_3 g = 35 \cdot 9,8 = 343 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 g = 50 \cdot 9,8 = 490 \text{ Н},$$

где $g = 9,8$ м/с²;

- силы инерции и моменты сил инерции звеньев:

$$P_{и_1} = P_{и_2} = P_{и_4} = 0; \quad M_{и_1} = M_{и_2} = M_{и_4} = 0;$$

$$P_{и_3} = |m_3 a_{S_3}| = 35 \cdot 0,16 = 5,6 \text{ Н};$$

$$M_{и_3} = |I_{S_3} \varepsilon_3| = 0,9 \cdot 0,81 = 0,73 \text{ Нм}; \quad P_{и_5} = |m_5 a_{c_5}| = 50 \cdot 0,64 = 32 \text{ Н}.$$

Указанные силы инерции приложены в центрах масс соответствующих звеньев и направлены противоположно ускорениям этих центров масс. Момент $M_{и_3}$ направлен противоположно ε_3 .

Определим 2 % от наибольшей силы: $0,02 \cdot 1500 = 30$ Н. Силами, которые меньше 30 Н, пренебрегаем. Эта сила $P_{и3}$.

Силы и момент $M_{и3}$ прикладываем в соответствующих местах на кинематической схеме механизма.

4.2. Проведем силовой расчет по группам Ассура, начиная с группы Ассура, последней в порядке наложения, т. е. группы 4–5.

На чертеже построена группа 4–5, на которой показаны силы, учитываемые в расчете (рис.10).

Действие отброшенных звеньев заменяем реакциями: в шарнире B – реакцией \vec{R}_{43} , в поступательной паре 5–0 – реакцией \vec{R}_{50} . Эти реакции внешние (для группы, между 4 и 5 звеном), реакция $\vec{R}_{45} = -\vec{R}_{54}$ – внутренняя.

Реакция во вращательной паре \vec{R}_{43} проходит через ось шарнира B , разложим ее на две составляющие: 1) \vec{R}_{43}^n направлена по звену 4; 2) $\vec{R}_{43}^\tau \perp \vec{R}_{43}^n$. Реакция \vec{R}_{50} в поступательной паре направлена перпендикулярно направляющей $\beta\beta$.

Определим внешние реакции группы 4–5:

- 1) Определим \vec{R}_{43}^τ из условия равновесия звена 4 в виде суммы моментов относительно точки C всех сил, приложенных к звену 4:

$$\sum_i M_C(\vec{P}_i) = 0; \quad \vec{R}_{43}^\tau l_{CB} = 0.$$

Отсюда $R_{43}^\tau = 0$.

- 2) Определим \vec{R}_{43}^n и \vec{R}_{50} из условия равновесия группы 4–5 в виде $\sum_i \vec{P}_i = 0$:

$$\vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^\tau + \vec{G}_5 + \vec{P}_{пс} + \vec{P}_{и5} + \vec{R}_{50} = 0, \quad R_{43}^\tau = 0.$$

Строим план сил в масштабе $\mu_p = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

Из плана сил находим: $R_{43}^n = 110 \cdot 20 = 2200 \text{ Н} = R_{43}$;

$$R_{50} = 50 \cdot 20 = 1000 \text{ Н}.$$

Как видно из плана сил, направление \vec{R}_{43}^n противоположно направлению, предварительно показанному на чертеже. Изменим направление \vec{R}_{43}^n на истинное.

3) Определим плечо приложения реакции \vec{R}_{50} из условия равновесия звена 5 в виде $\sum_i M_C(\vec{P}_i) = 0$; $R_{50} \cdot x_{50} = 0$, откуда $x_{5-0} = 0$.

Реакция \vec{R}_{50} проходит через шарнир С.

Определим внутренние реакции группы 4–5

1) Запишем условие равновесия звена 4 в виде $\sum_i \vec{P}_i = 0$; $\vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{45} = 0$;

$R_{45} = R_{43}^n = 2200 \text{ Н}$. На плане сил \vec{R}_{45} изображена пунктиром.

2) Находим: $\vec{R}_{43} = \vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^\tau = \vec{R}_{43}^n$; $R_{43} = 2200 \text{ Н}$.

Переходим к определению реакций в группе Ассур 2–3. Изобразим группу Ассур 2–3 на чертеже, приложим все силы и моменты, учитываемые в расчете. В шарнире В приложим уже известную реакцию $\vec{R}_{34} = -\vec{R}_{43}$. Действие отброшенных звеньев заменим реакциями: в шарнире А – реакцией \vec{R}_{21} , в шарнире O_2 – реакцией \vec{R}_{30} . Это внешние реакции. В поступательной паре 3–2 внутренняя реакция $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$ направлена перпендикулярно $\alpha\alpha$.

Реакцию \vec{R}_{21} в шарнире А разложим на две составляющие: 1) \vec{R}_{21}^τ направлена по $\alpha\alpha$; 2) $\vec{R}_{21}^n \perp \vec{R}_{21}^\tau$. Направление и величина реакции \vec{R}_{30} заранее не известны.

Определим внешние реакции:

1) Найдем \vec{R}_{21}^r из условия равновесия звена 2 в виде $\sum \text{Pr}_{\alpha\alpha}(\vec{P}_i) = 0$;
 $R_{21}^r = 0$.

2) Определим \vec{R}_{21}^n из условия равновесия группы 2–3 в виде $\sum_i M_{O_2}(\vec{P}_i) = 0$:

$$R_{21}^n(AO_2) \cdot \mu_l + M_{и_3} - G_3 h_{G_3} \mu_l - R_{34} h_{R_{34}} \mu_l = 0,$$

$$R_{21}^n = \frac{(343 \cdot 65 + 2470 \cdot 157) \cdot 0,0012 - 0,73}{125 \cdot 0,0012} = 3250 \text{ Н.}$$

Найдем реакцию \vec{R}_{30} . Для этого рассмотрим условие равновесия группы 2–3 в виде $\sum_i \vec{P}_i = 0$; $\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{34} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{30} = 0$; построим план сил в масштабе $\mu_p = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$. Из плана сил находим: $R_{30} = 25 \cdot 50 = 1250 \text{ Н}$.

Определим внутреннюю реакцию \vec{R}_{23} из условия равновесия звена 2 в виде $\sum_i \vec{P}_i = 0$; $\vec{R}_{23} + \vec{R}_{21}^n = 0$; $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{21}^n \text{ Н}$; $R_{23} = 3250 \text{ Н}$.

Определим плечо приложения реакции \vec{R}_{23} . Рассмотрим равновесие звена 2 в виде $\sum_i M_A(\vec{P}_i) = 0$; $R_{23} \cdot x_{23} = 0$, откуда $x_{23} = 0$.

Реакция \vec{R}_{23} проходит через точку A .

4.3. Проведем силовой расчет начального (входного) звена (звено 1).

1) Определим реакцию в шарнире O_1 :

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{10} = 0,$$

где

$$\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}.$$

Отсюда

$$\vec{R}_{10} = -\vec{R}_{12}; R_{10} = 3250 \text{ Н.}$$

2) Определим уравновешивающий момент на звене I (рис. Б4):

$$M_{\text{ур}} = R_{12} \cdot h_{R_{12}} \cdot \mu_l = 3250 \cdot 40 \cdot 0,0012 = 156 \text{ Нм.}$$

3) Проверим правильность силового расчета. Для этого определим $M_{\text{ур}}^*$, пользуясь общим уравнением динамики:

$$\begin{aligned} M_{\text{ур}}^* &= \frac{1}{\omega_1} [G_3 V_{S_3} \cos(G_3 \hat{V}_{S_3}) + (P_{\text{пс}} + G_5 - P_{\text{и}_5}) \cdot V_{C_5} \cos 180^\circ = \\ &= -\frac{1}{3,62} [343 \cdot 0,12 \cos 220^\circ - 1958 \cdot 0,26] = 150 \text{ Нм.} \end{aligned}$$

4) Определим погрешность силового расчета

ЗАДАЧА 5

Приведение сил.

Приведенный к звену I (рис. Б4) момент от силы $\vec{P}_{\text{пс}}$ находится из условия равенства мощности на звене приведения мощности силы производственного сопротивления:

$$M_{\text{и}_\text{н}} \omega_1 = P_{\text{и}_\text{н}} V_C \cos(P_{\text{и}_\text{н}} \hat{V}_C).$$

Здесь $P_{\text{пс}} = 1500 \text{ Н}$; $\omega_1 = 3,62 \frac{1}{\text{с}}$; $V_C = 0,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ (задача 3); $\cos(P_{\text{пс}} \hat{V}_C) = -1$.

Находим:

$$M_{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1} P_{\text{пс}} V_C \cos(P_{\text{пс}} \hat{V}_C) = -107,8 \text{ Нм.}$$

ЗАДАЧА 6

Приведение масс.

Приведенный к звену I (рис. Б4) момент инерции масс звеньев рычажно-го механизма находим из условия равенства кинетических энергий звена приведения (звено I) и звеньев механизма:

$$\frac{I_{\text{пр}}\omega_1^2}{2} = \frac{1}{2}[m_3V_{S_3}^2 + I_{S_3}\omega_3^2 + m_5V_C^2].$$

Здесь $I_{S_3} = 0,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m_3 = 35 \text{ кг}$; $m_5 = 50 \text{ кг}$; $V_{S_3} = 0,12 \frac{\text{М}}{\text{с}}$; $\omega_3 = 1,21 \frac{1}{\text{с}}$;

$V_C = 0,26 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ (задача 3).

Находим:

$$I_{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1^2}[m_3V_{S_3}^2 + I_{S_3}\omega_3^2 + m_5V_C^2] = 0,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Робоча програма, методичні вказівки й контрольні завдання для студентів заочного навчання машинобудівних спеціальностей.

Російською мовою

Укладачі: ТКАЧУК Микола Анатолійович
ІЗЮМСЬКИЙ Віктор Павлович
КРАХМАЛЬОВ Олександр Вікторович
КРОТЕНКО Галина Анатоліївна
САФОНОВА Зінаїда Семенівна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу рекомендував до видання В. К. Белов

Редактор Л. Л. Яковлева
Комп'ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2005 р., поз. 81/

Підп. до друку	Формат 60x84/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 2,2.
Обл. – вид. арк. 2,5.	Наклад 100 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21